

Глава 4

Теплообмен при кипении и конденсации

4-1. Теплообмен при кипении

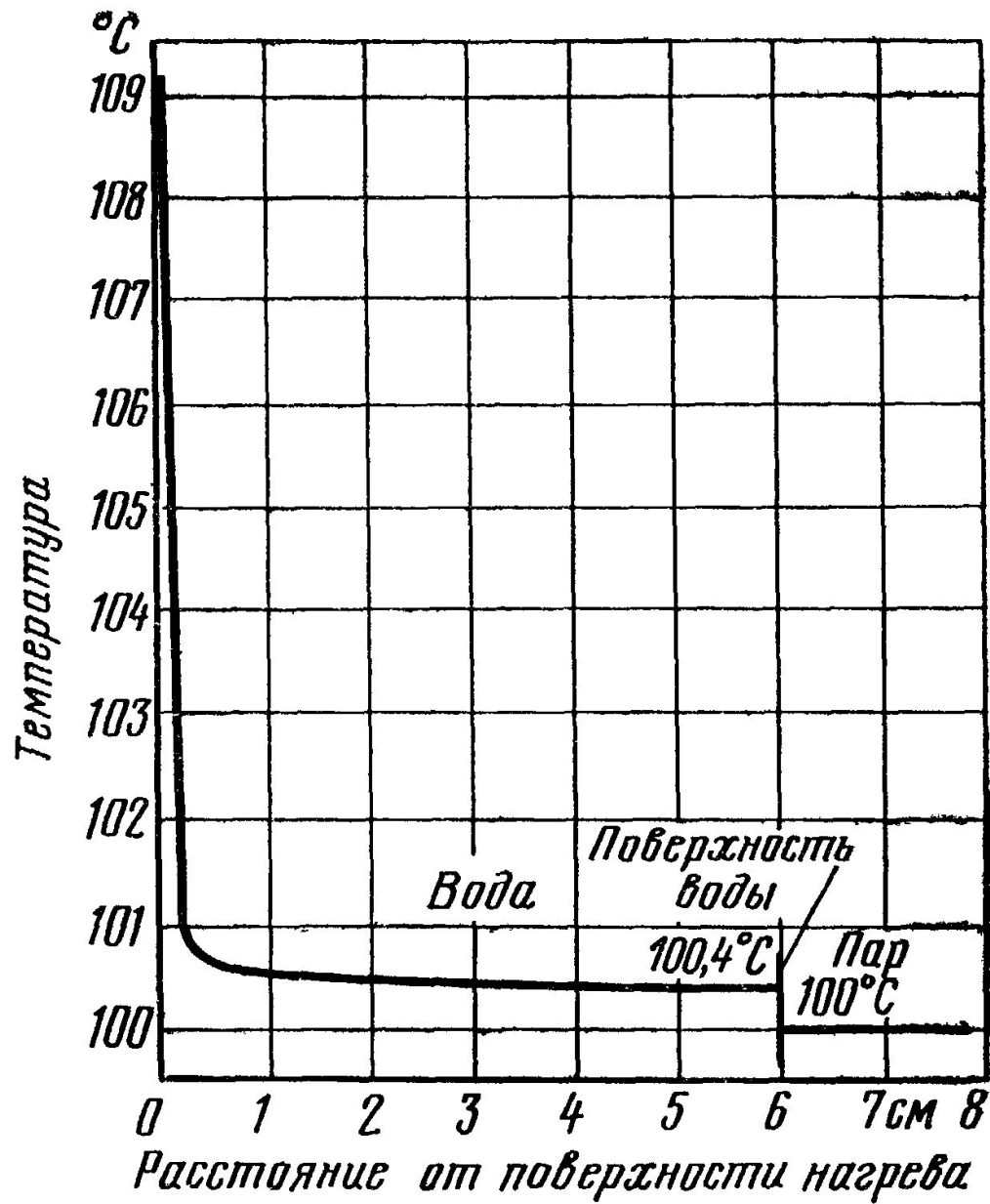
1. Общие представления о процессе кипения.

Кипением называют процесс образования пара внутри объёма жидкости.

Для возникновения кипения всегда необходим некоторый перегрев жидкости, т.е. превышение температуры жидкости $t_{\text{ж}}$ относительно температуры насыщения t_s при заданном давлении p .

Чем чище жидкость, тем более высоким оказывается начальный перегрев, необходимый для возникновения кипения.

При подводе теплоты к жидкости через поверхность, имеющую микрошероховатости, образование пузырьков наблюдается в отдельных точках поверхности, так называемых **центрах парообразования**.



Распределение температуры в объёме кипящей жидкости при атмосферном давлении.



Процесс кипения жидкости: *a)* пузырьковый режим, *б)* переходный режим, *в)* плёночный режим.

Температурный напор $\Delta t = t_c - t_s$

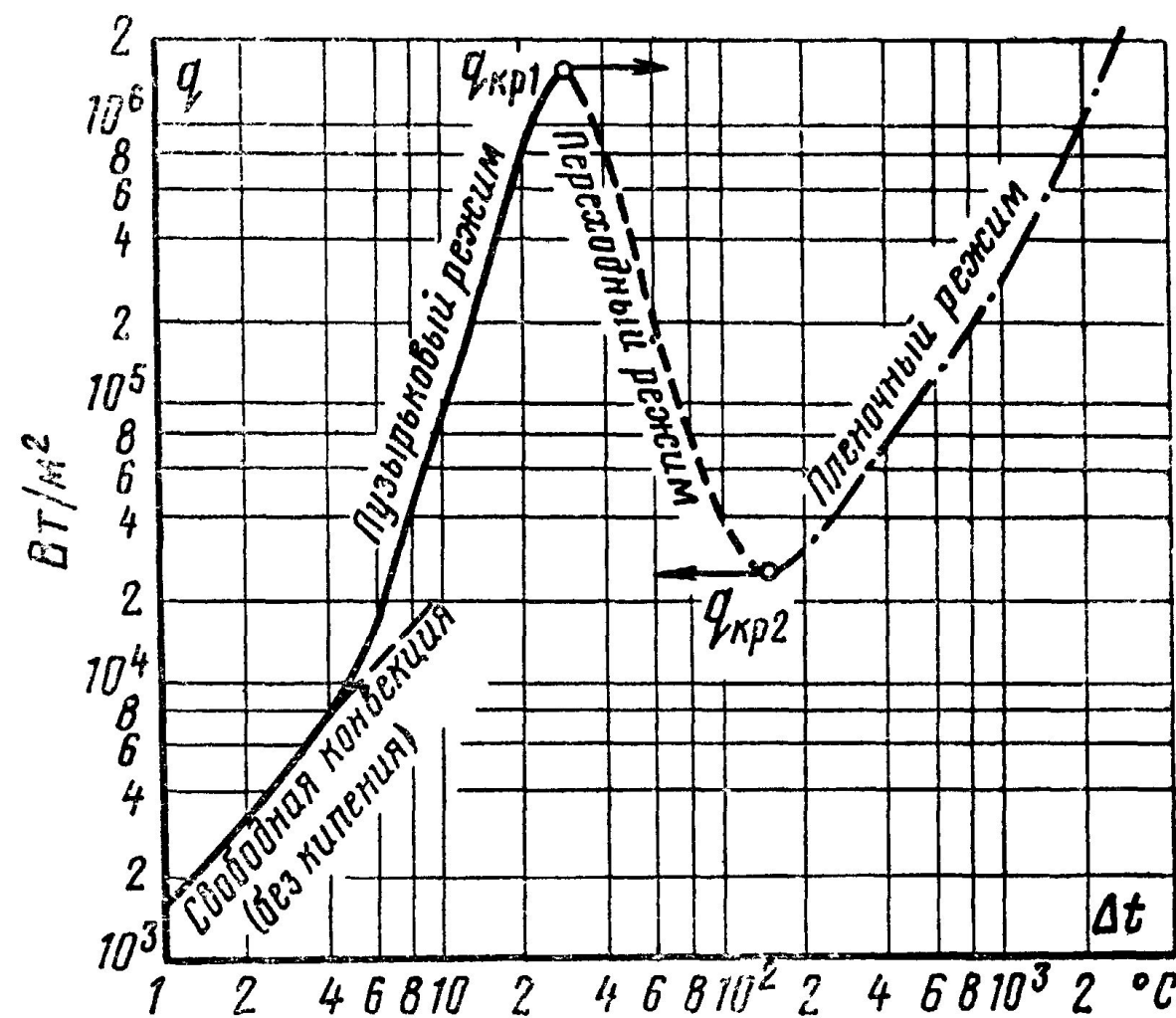
Уравнение теплового баланса при кипении $Q = r G''$

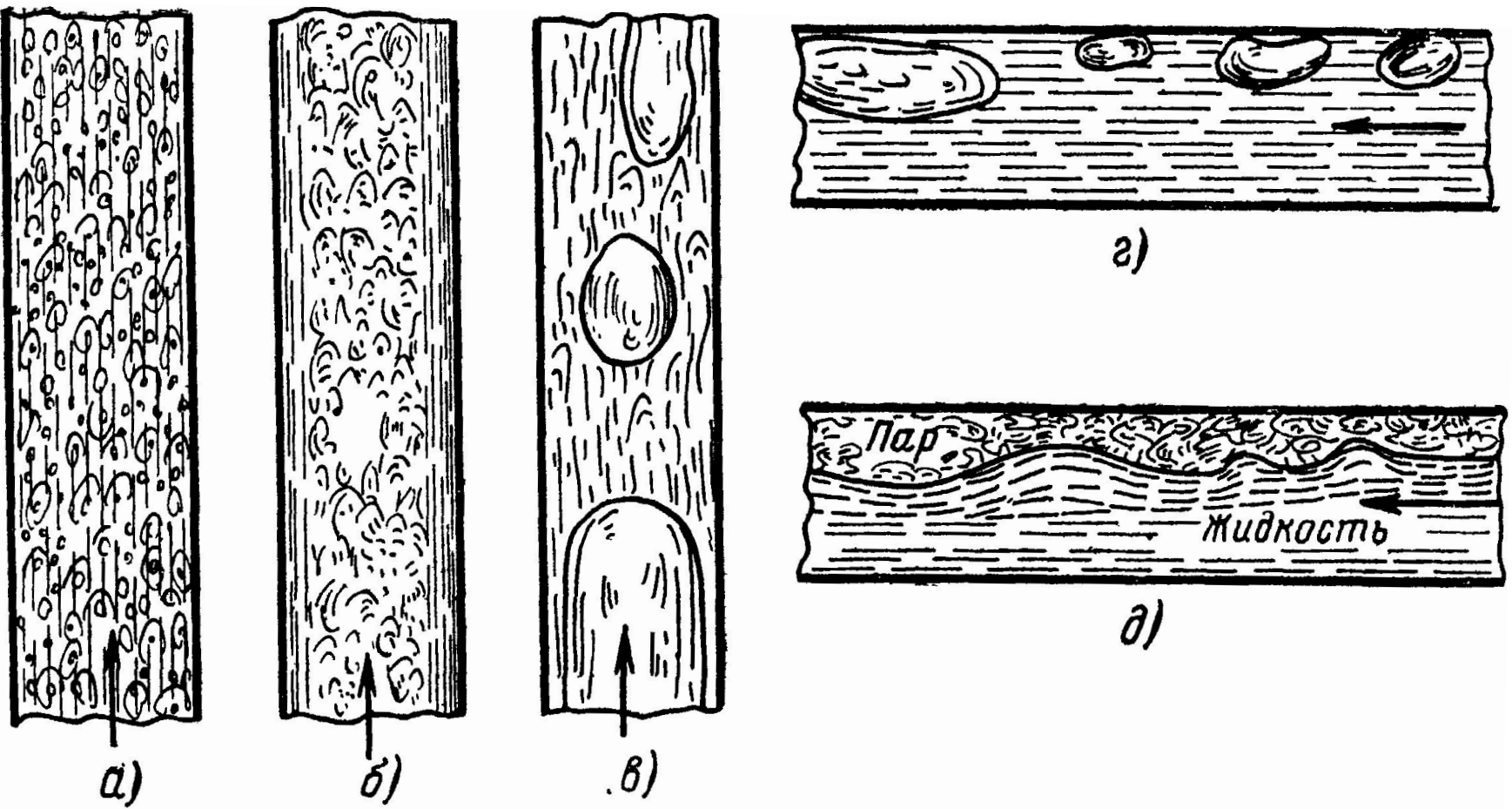
Максимальную тепловую нагрузку при пузырьковом кипении называют **первой критической плотностью теплового потока** и обозначают $q_{кр1}$.

Минимальное значение тепловой нагрузки при плёночном кипении называется **второй критической плотностью теплового потока**

$q_{кр2}$.

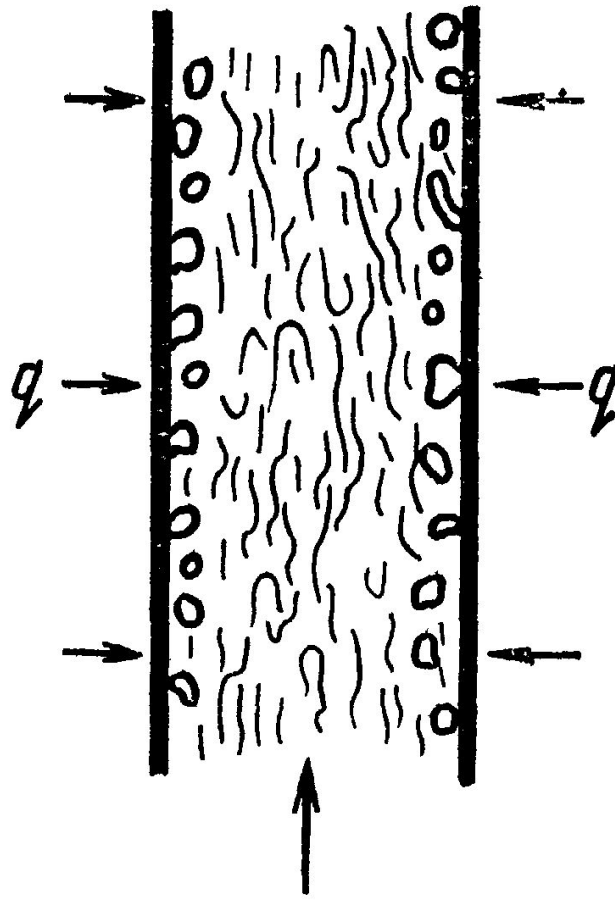
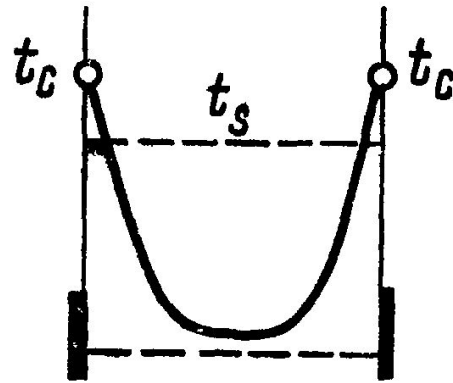
Зависимость плотности теплового потока q от температурного напора Δt при кипении воды.





Характер движения пароводяной смеси в трубах: *а)* в виде однородной эмульсии; *б)* в виде двух самостоятельных потоков воды и пара в вертикальной трубе; *в)* в виде пузырькового режима в вертикальной трубе; *г)* в виде пузырькового режима в горизонтальной трубе; *д)* в виде двух самостоятельных потоков воды и пара в горизонтальной трубе.

Процесс кипения с недогревом



2. Теплообмен при пузырьковом кипении.

Работой адгезии называется работа, которую необходимо затратить для отрыва жидкости от твёрдой поверхности на единицу площади.

Изменение поверхностного натяжения с температурой

$$\sigma = c (\rho' - \rho'')^4$$

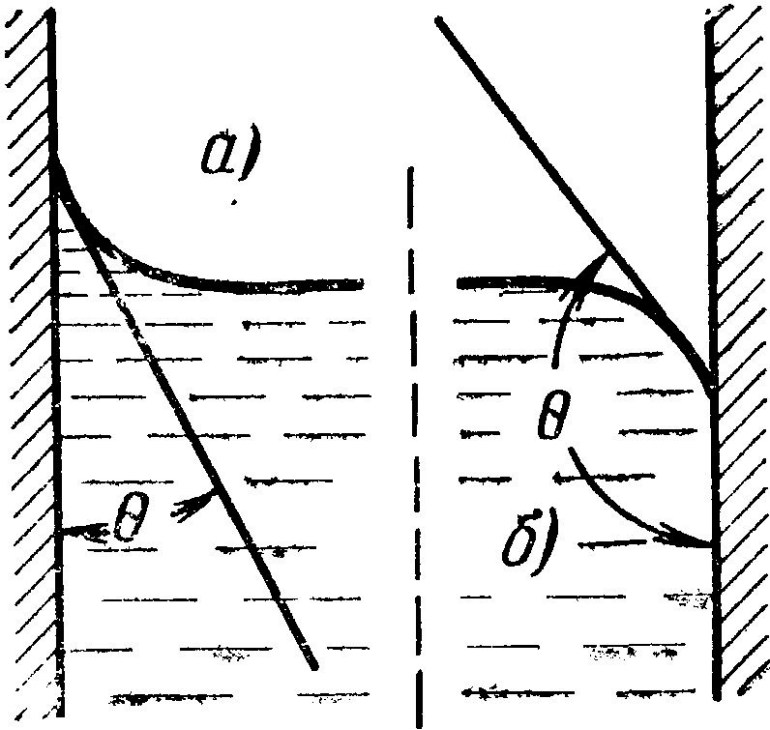
$$\Delta p = p_{\text{п}} - p_{\text{ж}} = \frac{2\sigma}{R}$$

$$R_{\text{мин}} = \frac{2\sigma}{\Delta p} \quad \text{— минимальное значение радиуса пузырька}$$

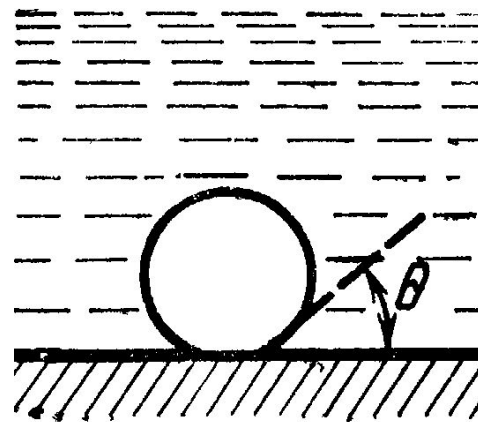
$$\Delta p = p_s(t_s + \Delta t) - p_s(t_s) \approx p'_s \Delta t \quad p'_s = (\partial p / \partial t)_s$$

$$R_{\text{мин}} = \frac{2\sigma}{p'_s \Delta t} \quad R_{\text{мин}} = \frac{2\sigma}{p'_s \Delta t} \frac{\rho'}{\rho' - \rho''}$$

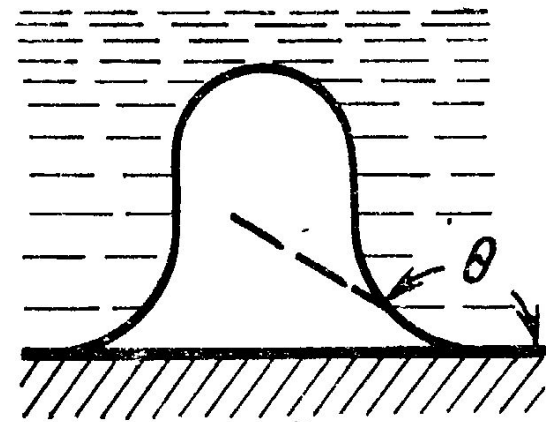
$$p'_s = \frac{r \rho' \rho''}{T_s (\rho' - \rho'')}$$



Форма мениска и краевой угол θ при смачивании (а) и несмачивании (б) поверхности жидкостью.



а)



б)

Форма паровых пузырьков на смачиваемой (а) и несмачиваемой (б) поверхностях.

$$\alpha = \frac{q}{t_c - t_s} \quad \text{— коэффициент теплоотдачи при кипении}$$

$$\alpha = c q^{2/3}$$

$$\alpha = b \left(\frac{\lambda^2}{\nu \sigma T_s} \right)^{1/3} q^{2/3}$$

$$b = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{2/3} \right]$$

Расчёт коэффициента теплоотдачи при кипении для воды
(при давлениях 1–200 атм)

$$\alpha = \frac{3,4 p_s^{0,18}}{1 - 0,0045 p_s} q^{2/3}$$

Расчёт первой критической плотностью теплового потока при кипении жидкости на горизонтальных трубах и плитах в условиях свободного движения (большого объёма).

$$q_{\text{кр1}} = 0,14 r \sqrt{\rho''} \sqrt[4]{\sigma g (\rho' - \rho'')}$$

3. Теплообмен при плёночном кипении.

Расчёт теплоотдачи при плёночном кипении на поверхности горизонтальных труб и пластин в большом объёме

$$\bar{\alpha} = 0,62 \sqrt[4]{\frac{\lambda''^3 (\rho' - \rho'') g r_*}{\nu'' D (t_c - t_{ж})}}$$

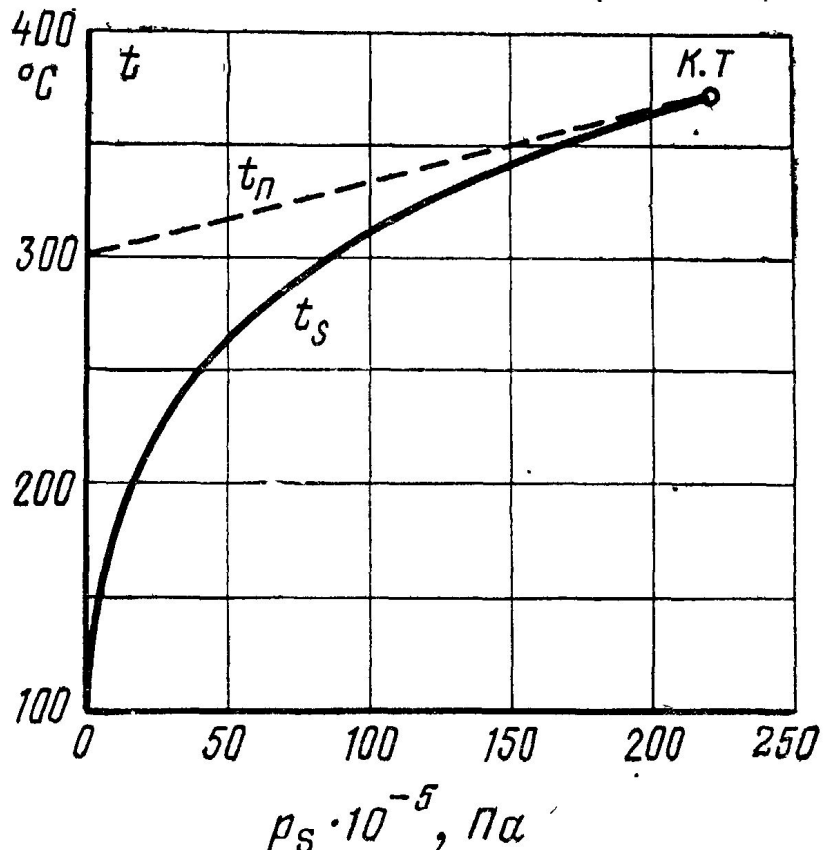
$r_* = r + 0,5 c_p'' (t_c - t_s)$ – эффективная теплота фазового перехода

Расчёт теплоотдачи при плёночном кипении на поверхности вертикальных труб и пластин

$$\bar{\alpha} = 0,25 \sqrt[3]{\frac{\lambda''^2 c_p'' g (\rho' - \rho'')}{\nu''}}$$

Значения предельных температур t_{Π} некоторых жидкостей

Жидкость	$t_s, ^\circ\text{C}$	$t_{\Pi}, ^\circ\text{C}$	Жидкость	$t_s, ^\circ$	$t_{\Pi}, ^\circ\text{C}$
Этиловый спирт	78,3	195	Бензол	80,1	226
Метилловый спир	64,5	190	Пентан	36,1	147
Ацетон	56,1	181	Гексан	68,7	182
Диэтиловый эфир	34,5	144	Гептан	98,4	215



Зависимость температуры
предельного нагрева от давления

4-2. Теплообмен при конденсации пара

1. Основные представления о процессе конденсации.

Различают два вида конденсации: *капельную*, когда конденсат осаждается в виде отдельных капель, и *плёночную*, когда на поверхности твёрдого тела образуется сплошная плёнка жидкости.

Капельная конденсация возможна лишь в том случае, если конденсат не смачивает поверхность охлаждения.

В целом интенсивность теплоотдачи при конденсации пара оказывается достаточно высокой.

Если в паре содержится примесь газа (например, воздуха), скорость конденсации заметно снижается. Газ постепенно накапливается около поверхности, и это затрудняет доступ новых порций пара к поверхности.

2. Теплоотдача при плёночной конденсации пара.

В процессе плёночной конденсации вся теплота, выделяющаяся на внешней границе плёнки, отводится к поверхности охлаждения.

При ламинарном движении жидкостной плёнки перенос теплоты через неё осуществляется лишь путём теплопроводности.

Если температура частиц конденсата, соприкасающихся с паром, равна температуре насыщения, то плотность теплового потока определяется выражением

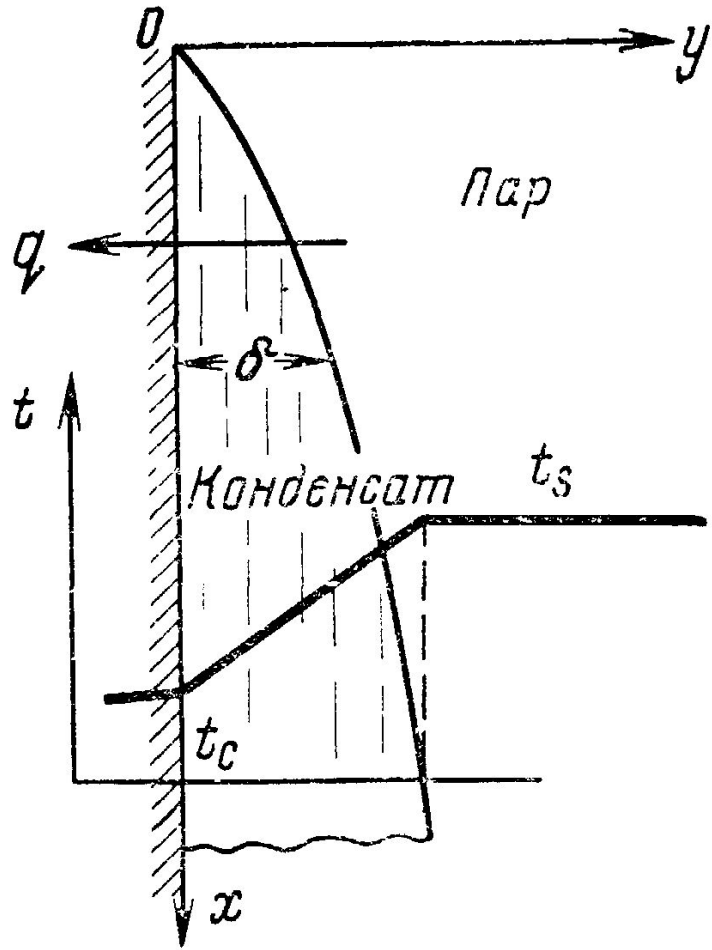
$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_s - t_c)$$

С другой стороны по закону Ньютона-Рихмана

$$q = \alpha (t_s - t_c)$$

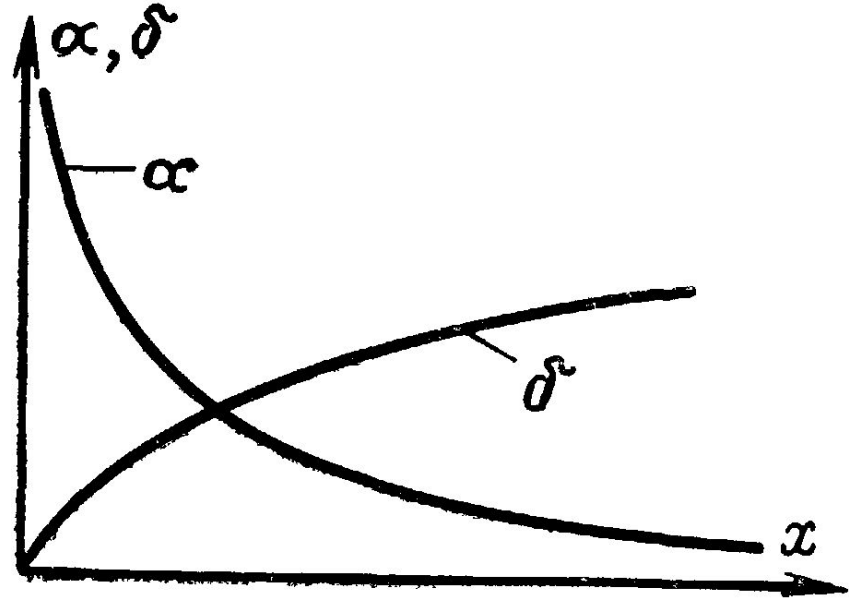
$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta}$$

Следовательно, определение коэффициента теплоотдачи сводится к определению толщины плёнки конденсата δ , которая может быть получена из анализа условий его течения.



Плѐночная конденсация на вертикальной стенке.

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{4\lambda (t_s - t_c) \nu x}{rg (\rho' - \rho'')}}$$



Изменение коэффициента теплоотдачи α и толщины плѐнки δ вдоль вертикальной стенки.

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta} = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 rg (\rho' - \rho'')}{4 (t_s - t_c) \nu x}}$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи для вертикальной стенки или вертикальной трубы высотой h определяется формулой

$$\bar{\alpha} = 0,943 \frac{A}{\sqrt[4]{h \Delta t}} \quad \Delta t = t_s - t_c \quad A = \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 r g (\rho' - \rho'')}{\nu}}$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи для наклонной стенки

$$\bar{\alpha}_\psi = \bar{\alpha}_{\text{верт}} \sqrt[4]{\sin \Psi}$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи для горизонтальной трубы

$$\bar{\alpha} = 0,728 \frac{A}{\sqrt[4]{D \Delta t}}$$

Для расчёта коэффициента теплоотдачи для горизонтальной трубы необходимо ввести поправку, учитывающую зависимость физических свойств пара от температуры

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_{N, s} \varepsilon_t \quad \varepsilon_t = \frac{\alpha}{\alpha_{N, s}} = \left[\left(\frac{\lambda_c}{\lambda_s} \right)^3 \frac{\mu_s}{\mu_c} \right]^{1/8}$$

На поверхности вертикальных пластин и труб интенсивность теплоотдачи, как показывают опытные данные, обычно оказывается более высокой, чем расчётная. Это объясняется тем, что в действительности в этих условиях наблюдается волновое течение плёнки конденсата.

Поправка, учитывающая волновой характер течения, имеет вид:

$$\varepsilon_v = (Re_s/4)^{0,04} \quad \text{При значениях } Re \leq 4 \quad \varepsilon_v = 1$$

$$Re = 4 \frac{G}{\mu} \quad Re_s = 4 \frac{qh}{r\mu} = 4 \frac{\bar{\alpha}\Delta th}{r\mu}$$

С учётом поправки на волновое течение расчётное соотношение для теплоотдачи при конденсации пара на поверхности вертикальных труб и плит имеет вид:

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_{N, s} \varepsilon_v \varepsilon_t$$

Значение поправки ε_t для воды

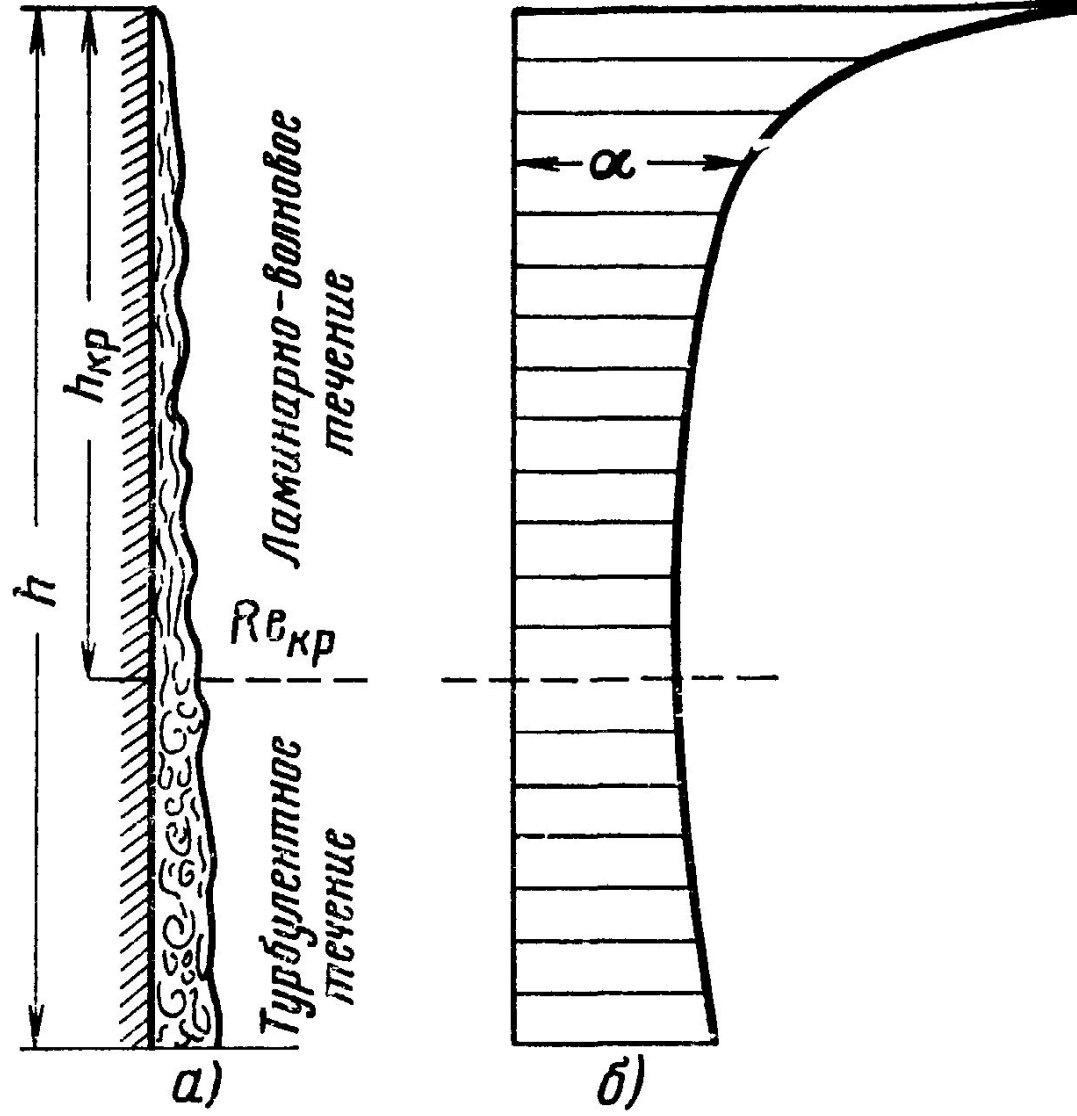
Δt	$p \cdot 10^{-5}, \text{Па}$				
	1	5	10	100	150
10	0,985	0,990	0,990	1,01	1,02
20	0,967	0,982	0,985	1,01	1,03
50	0,900	0,950	0,960	1,02	1,04

При больших высотах вертикальной поверхности и значительных температурных напорах расход конденсата может возрасти настолько, что возникает *турбулентный* режим течения плёнки.

$$Re_{кр} \approx 1600$$

При турбулентном течении локальная интенсивность теплоотдачи растёт с увеличением расхода G и числа Re по соотношению

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \frac{\rho'}{\rho' - \rho''} \right)^{1/3} = 0,023 Re^{0,25} Pr^{0,5}$$



$$(h\Delta t)_{кр} = 2300 \frac{r\mu_s}{\lambda_s} \left(\frac{v_s^2}{g} \frac{\rho'}{\rho' - \rho''} \right)^{1/3}$$

Значения величин $(h\Delta t)_{кр}$ и $A_s = \sqrt[4]{\frac{\lambda_s^3 rg (\rho' - \rho'')}{\nu_s}}$ для воды

$t_s, ^\circ\text{C}$	$p_s \cdot 10^{-5}, \text{Па}$	$(h\Delta t)_{кр}, \text{м}\cdot^\circ\text{C}$	$A_s \cdot 10^{-3},$ $\text{Вт}/(\text{м}^{7/4}\cdot^\circ\text{C}^{3/4})$
100	1,01	44,6	12,2
120	1,99	32,7	12,7
150	4,76	21,5	13,0
180	10,0	15,3	13,2
210	19,1	11,7	13,0
250	39,8	8,8	12,3
280	64,2	7,4	11,0
310	98,7	6,3	9,8
340	146,1	5,0	7,9

Расчётные формулы для определения среднего по всей поверхности коэффициента теплоотдачи при наличии на вертикальной поверхности участка с турбулентным режимом течения конденсата

$$\bar{\alpha} = 400 \frac{r\mu_s}{h\Delta\bar{t}} \left\{ 1 + 0,625 \text{Pr}^{0,5} \left[\frac{h\Delta\bar{t}}{(h\Delta\bar{t})_{\text{кр}}} - 1 \right] \right\}^{4/3}$$

Полученные расчётные формулы справедливы при конденсации чистого насыщенного пара и на чистой поверхности. Поэтому при определении значения коэффициента теплоотдачи по возможности необходимо учитывать ряд дополнительных обстоятельств, влияющих на теплоотдачу.

а) Влияние перегрева пара.

$$q''_{\text{п}} = i''_{\text{п}} - i''_s$$

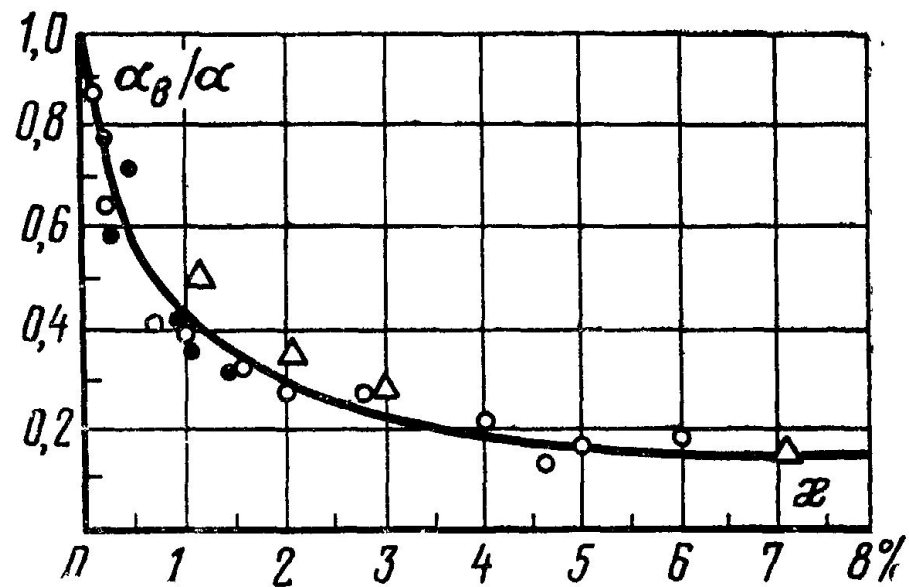
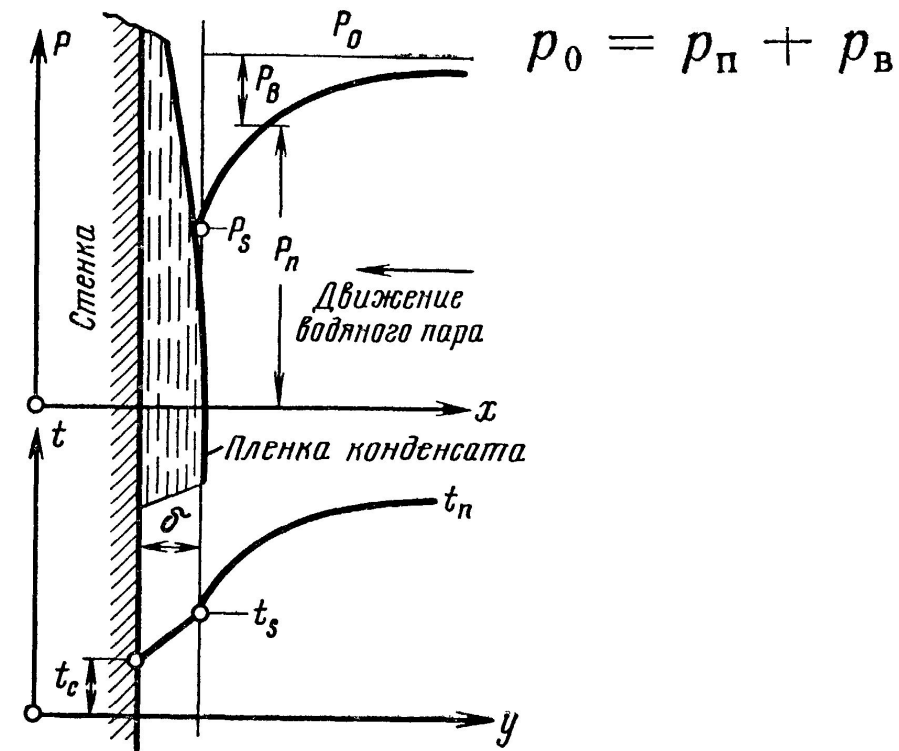
$$r' = r + q''_{\text{п}}$$

б) Влияние состояния поверхности.

Если поверхность шероховата или покрыта слоем окисла, то вследствие дополнительного сопротивления течению толщина плёнки увеличивается, а коэффициент теплоотдачи при этом снижается.

Здесь большое влияние оказывает также термическое сопротивление окисной плёнки на поверхности

в) Влияние содержания в паре неконденсирующихся газов.



г) Влияние скорости и направления течения пара.

При значительных скоростях поток пара оказывает динамическое воздействие на конденсатную плёнку.

Если движение пара совпадает с направлением течения плёнки, поток пара ускоряет движение конденсата в плёнке, её толщина уменьшается, и коэффициент теплоотдачи возрастает.

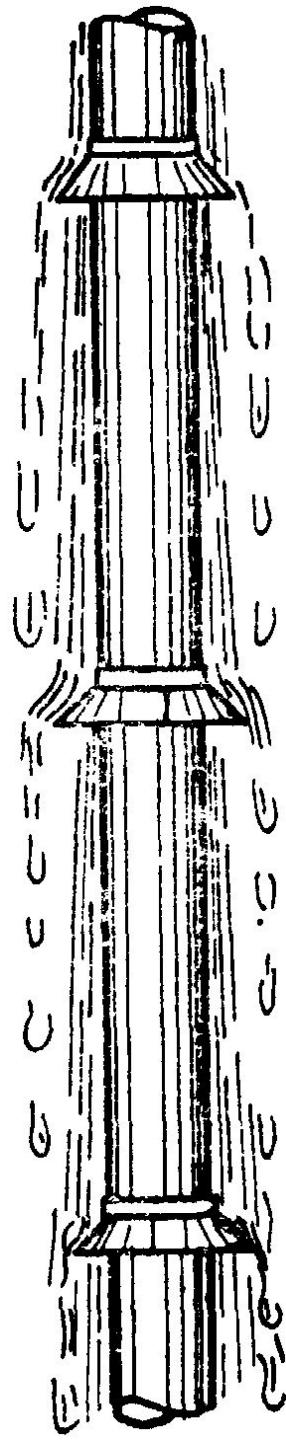
При движении пара снизу вверх, т.е. в обратном направлении, течение плёнки тормозится, толщина её увеличивается, а коэффициент теплоотдачи уменьшается.

Однако такое явление происходит лишь до тех пор, пока динамическое воздействие пара не превысит силу тяжести. После этого плёнка пара увлекается вверх и частично срывается с поверхности. При этом с увеличением скорости пара коэффициент теплоотдачи вновь растёт.

д) Влияние компоновки поверхности нагрева.

Установка конденсатоотводящих колпаков через каждые 10 см на трубе высотой 3 м увеличивает среднее значение коэффициента теплоотдачи в 2–3 раза.

Ещё большее увеличение теплоотдачи получается при подаче пара в виде тонких струек, движущихся с большой скоростью. При ударе таких струек о стенку происходит разрушение плёнки и разбрызгивание конденсата. Термическое сопротивление теплоотдачи при этом уменьшается в 3–10 раз.



3. Теплоотдача при конденсации пара в трубах.

В *вертикальных трубах* при движении пара сверху вниз силы тяжести и динамического воздействия парового потока совпадают по направлению и плёнка конденсата стекает вниз.

В *коротких трубах* при *небольшой скорости* парового потока течение плёнки в основном определяется силой тяжести аналогично случаю конденсации неподвижного пара на вертикальной стенке.

При *увеличении скорости* пара интенсивность теплоотдачи растёт. Это объясняется уменьшением толщины конденсатной плёнки, которая под воздействием парового потока течёт быстрее.

В *длинных трубах* при *больших скоростях* движения пара картина процесса усложняется. В этих условиях наблюдается частичный срыв жидкости с поверхности плёнки и образование парожидкостной смеси в ядре потока.

При этом влияние силы тяжести постепенно утрачивается, и закономерности процесса перестают зависеть от ориентации трубы в пространстве.

В *горизонтальных трубах* при не очень больших скоростях парового потока взаимодействие сил тяжести и трения пара о плёнку приводит к иной картине течения.

Под влиянием силы тяжести плёнка конденсата стекает по внутренней поверхности трубы вниз. Здесь конденсат накапливается и образует ручей.

На это движение накладывается движение конденсата в продольном направлении под воздействием парового потока.

В итоге интенсивность теплоотдачи оказывается переменной по окружности трубы: в верхней части более высокая, чем в нижней.

Из-за затопления нижней части сечения горизонтальной трубы конденсатом средняя интенсивность теплоотдачи при небольших скоростях пара может оказаться даже более низкой, чем при конденсации неподвижного пара снаружи горизонтальной трубы того же диаметра.

При конденсации в трубах различают режимы *полной* и *частичной* конденсации пара.

При *полной конденсации* весь поступающий в трубу пар конденсируется целиком, и на выходе из трубы движется сплошной поток конденсата.

При *частичной конденсации* на выходе из трубы течёт парожидкостная смесь.

Уравнение материального баланса для любого поперечного сечения трубы

$$G'' + G' = G = \text{const}$$

Отношение расхода пара G'' , проходящего через данное сечение трубы, к полному расходу G называют *расходным массовым паросодержанием* двухфазного потока в этом сечении.

$$x = G''/G$$

Уравнение теплового баланса для элемента трубы длиной dl

$$q\pi D dl = r dG'$$

После интегрирования получаем

$$\bar{q}\pi D l = rG(x_1 - x_2)$$

Расчёт теплоотдачи

$$\alpha = \alpha_0 \sqrt{\rho' / \rho_m}$$

α_0 найдём из уравнения

$$\bar{Nu}_{d_{жк}} = 0,021 Re_{d_{жк}}^{0,80} Pr_{жк}^{0,43} (Pr_{жк}/Pr_c)^{0,25} \epsilon_l$$

$$\frac{\rho'}{\rho_m} = 1 + \frac{\rho' - \rho''}{\rho''} x$$

Средний коэффициент теплоотдачи по всей длине трубы

$$\frac{\bar{\alpha}}{\alpha_0} = \frac{1}{2} \left[\sqrt{\left(\frac{\rho'}{\rho_m}\right)_1} + \sqrt{\left(\frac{\rho'}{\rho_m}\right)_2} \right]$$

4. Теплоотдача при капельной конденсации пара.

Теплоотдача при капельной конденсации водяного пара в зависимости от t_s и Δt .

$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$

